

1.3 实验结果及数据处理

实验主要测量 3 种不同间隙 (C_0) (0.085 mm, 0.14 mm, 0.17 mm) 在不同速度和载荷时的摩擦系数值。每次实验时间 3 h。

表 1 摩擦系数实验数据表 ($C_0 = 0.08$ mm)

W/N	$n/r \cdot \text{min}^{-1}$				
	360	720	1 080	1 440	1 800
100	0.025 6	0.007 5	0.006 3	0.005	0.005
200	0.085 5	0.055 3	0.058 3	0.050 5	0.028 1
300	0.123 6	0.087 4	0.081 3	0.069 5	0.057 9
400	0.173 2	0.106 4	0.095 8	0.080 7	0.056 5
500	0.153	0.104 5	0.108 2	0.089 4	0.065 2
600	0.142 6	0.095 2	0.099 3	0.078 2	0.064 9
700	0.129 2	0.089 4	0.089 4	0.073 8	0.064
800	0.116 1	0.085 8	0.081 3	0.064 3	0.063 1
900		0.079 7	0.075	0.062	0.056 3
1 000		0.074 8	0.071 1	0.054 9	0.049 9

表 2 摩擦系数实验数据表 ($C_0 = 0.16$ mm)

W/N	$n/r \cdot \text{min}^{-1}$				
	360	720	1 080	1 440	1 800
100	0.020 8	0.006 9	0.005	0.005	0.003 8
200	0.0619	0.026 1	0.021 8	0.020 8	0.020 8
300	0.089 5	0.058 3	0.047 7	0.043 5	0.041 2
400	0.119	0.067 1	0.065 2	0.058 3	0.055 5
500	0.103 9	0.088 6	0.057 2	0.054 2	0.052
600	0.093 5	0.062 4	0.056 4	0.044 8	0.043 4
700	0.086 6	0.060 7	0.052	0.039 7	0.036 7
800	0.076 9	0.054 9	0.043 4	0.034 8	0.031 4
900	0.065	0.052	0.040 9	0.034 7	0.030 7
1 000	0.059 5	0.046 3	0.040 3	0.020 8	0.017 1

表 3 摩擦系数实验数据表 ($C_0 = 0.13$ mm)

W/N	$n/r \cdot \text{min}^{-1}$				
	360	720	1 080	1 440	1 800
100	0.018 8	0.006 7	0.004 6	0.003 8	0.001 4
200	0.054 9	0.029 2	0.017 1	0.013 5	0.011 1
300	0.074	0.049 8	0.019 1	0.019 1	0.014 7
400	0.084 1	0.044 8	0.042 7	0.043 3	0.036 6
500	0.077 1	0.040 4	0.038 9	0.037 1	0.034 1
600	0.069	0.039 7	0.035 9	0.035 2	0.030 4
700	0.061 9	0.036 7	0.035 2	0.030 4	0.028 1
800	0.054 1	0.031 4	0.031 1	0.024 5	0.022
900	0.045	0.028	0.022 8	0.021 8	0.018 8
1 000	0.042 8	0.022 8	0.022	0.020 8	0.016 7

1.3.1 方差分析

为了考查各因素对摩擦系数的影响,将对实验数据进行整理并进行方差分析。对表 3 的数据进行转速和载荷的单指标双因素方差分析^[2]。方差分析中将转速定为 B 因素由小到大分为 5 个水平,同时将载荷定

为 A 因素由小到大分为 10 个水平。通过计算得到方差分析如表 4 所示。

表 4 方差分析表

方差来源	平方和	自由度	均方和	F 值	$F_{0.05}$	显著
A 因素	70.243	9	7.804 8	20.6	2.18	**
B 因素	86.996	4	21.749	57.3	2.65	**
误差	13.671	36	0.379 7			
总和	170.91	49				

1.3.2 正交实验设计

为了进一步分析轴承间隙以及其它因素对摩擦系数的影响,取转速 n 、载荷 W 、轴承间隙 C_0 各 3 个水平的摩擦系数值仿造正交实验设计对各因素水平进行方差分析。各因素水平如下: A 因素(转速 n) $A_1 = 360$ $A_2 = 1 080$ $A_3 = 1 800$ B 因素(载荷 W) $B_1 = 300$ $B_2 = 600$ $B_3 = 900$ C 因素(间隙 C_0) $C_1 = 0.088$ $C_2 = 0.13$ $C_3 = 0.16$

表 5 正交实验数据表

序号	A	B	C	误差	指标
1	1	1	1	1	12.21
2	1	2	2	2	6.90
3	1	3	3	3	6.46
4	2	1	2	3	1.91
5	2	2	3	1	5.64
6	2	3	1	2	7.49
7	3	1	3	2	4.11
8	3	2	1	3	6.44
9	3	3	2	1	1.88
K1	25.66	18.40	26.51	19.80	$\Sigma = 54.04$
K2	15.01	18.99	10.66	18.45	$\Sigma^2 = 396.84$
K3	12.45	15.84	16.25	14.87	$(\Sigma)^2 = 2 822.01$
Q	345.98	315.36	355.23	316.8	
	33.1	1.861	42.01	4.51	

2 实验结果分析

通过表 4 的显著性检验表明,双因素情况下速度和载荷对摩擦系数的影响均高度显著。但转速的影响程度较大。

正交实验方差检验(表 6)表明,轴承间隙对摩擦系数的影响最为显著,转速的影响也较显著,但载荷影响却不显著,因此可以看出不能通过安排正交实验来检验载荷对摩擦系数的影响。

表 6 正交实验方差检验表

来源	平方和	自由度	均方和	F 值	F_0	显著性
A	33.039	2	16.52	7.48	4	*
B	1.85	2	0.93	0.42	4	
C	42.1	2	21.05	9.50	9	**
误差	4.417 2	2	2.21			
总和	81.4					

为了便于分析各项因素对摩擦系数的影响,将实验数据绘制成曲线图来逐一讨论。

2.1 载荷对摩擦系数的影响

通过图4可以看出,摩擦系数在300~500 N间最大,在小于300 N时摩擦系数随载荷的增加而增大;超过500 N后其随载荷的增加先趋于减小后逐渐平缓。

在载荷较低时,轴承所受的压力较小,塑料合金的弹性变形不起作用,此时的润滑状态只是处于边界润滑状态,随着载荷的增大边界膜急剧破裂,两固相表面同时接触的面积增加,摩擦系数急剧增大。当载荷达到一定程度时,轴承所受压力增加,局部的塑料合金产生弹性变形并形成润滑水膜^[3],因而在轴承的界面上出现部份弹流润滑,致使摩擦系数下降。但当载荷无限增大时,润滑水膜不足以支承载荷,造成水膜破裂,形成干摩擦,摩擦系数又会急剧升高。

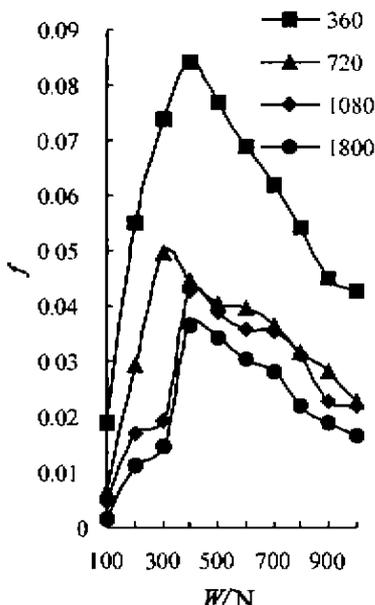


图4 摩擦系数随载荷的变化曲线

2.2 转速对摩擦系数的影响

从图5中可以发现,在其它影响因素一定的情况下,摩擦系数随转速的升高而明显减小。转速低时曲线变化陡直,速度越高,变化越趋向平缓。

当轴承承受载荷以后,在速度很低的情况下,使吸附性水膜不能包容整个轴面,轴承与轴之间的润滑状态主要是干摩擦或边界润滑,所以摩擦系数较大^[4]。随着转速的增大轴承与轴之间形成润滑水膜,并由于水膜的楔形效应使轴承的承载能力大大提高,使摩擦系数大大降低。随着轴转速的继续增大,轴承与轴之间的动压效应进一步加强,并由于塑料合金的弹性变形产生部份弹流效应,从而使摩擦系数进一步减小。但当转速增大到一定值以后,增加动压效应和弹流作

用的效果也很困难,所以摩擦系数也趋向平缓。

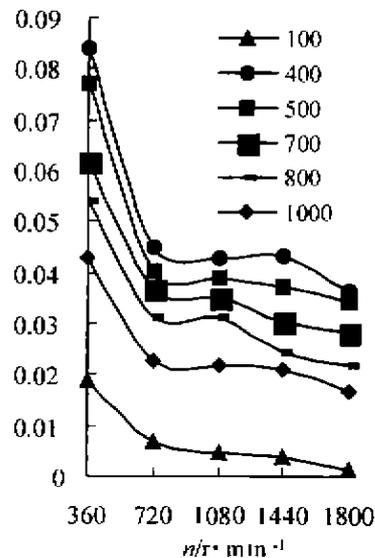


图5 摩擦系数随转速的变化曲线

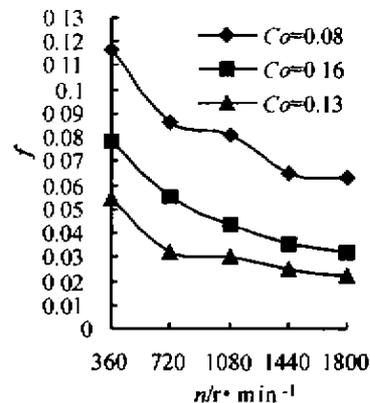


图6 间隙对摩擦系数的影响

2.3 间隙对摩擦系数的影响

根据图6可以看出,间隙在0.13 mm时,摩擦系数最小。

在间隙过大时轴承与轴之间不容易形成动压效应,润滑状态属于边界润滑;而间隙过小时,由于塑料合金的变形,很容易导致两润滑表面直接接触,形成干摩擦,因而其摩擦系数最高。

3 结论

1) 通过对水润滑塑料合金轴承的实验研究,可以看出轴承间隙、转速、载荷对轴承摩擦系数的影响都非常显著。

2) 尽管水的粘度很小,但根据摩擦系数的测量可以得出,在塑料合金轴承用水作润滑介质时,仍然可以产生弹流润滑。

Opportunities and Challenge for Chinese MSW Industry Development Induced by WTO

Li Dong¹, HE Ming²

(1. Resources and Environmental Science School, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. Chemistry and Chemical Engineering School, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: Prerequisites of Chinese MSW industry development are discussed here, which include management, tipping fee, preferential policy and law guarantee. Meanwhile the possible adverse problems are also expatiated and principled countermeasures are given. It is true that chances and challenge exist at the same time. The only access to chance and success is to speed reform, establish effective inspired mechanism and perfect law and regulations.

Key words: WTO; MSW; industrialization

(责任编辑 钟学恒)

(上接第11页)

参考文献:

- [1] ROY L. Orndorff. Water-lubricated rubber bearings, history and new developments. Naval Ship Maintenance and Modernization Symposium [C]. Norfolk, USA. October 3-4, 1984.
- [2] 孙荣恒, 黄雯莹, 伊亨云. 数理统计[M]. 重庆: 重庆大学出版社, 1995.
- [3] 张嗣伟. 聚四氟乙烯和丁腈橡胶的湿磨粒磨损机理的试验研究[J]. 摩擦磨损, 1987, (7): 3-9-12.
- [4] 杨成仁, 苏逢荃, 王优强. 八纵向沟水润滑橡胶轴承润滑机理的实验研究[J]. 青岛建筑工程学院学报, 1995, 16 (4): 51-58.

Experimental Study on the Frictional Performance of Water Lubricated Plastic Alloy Bearings

PENG Jin-min, WANG Jia-xu, YU Jiang-bo, YANG Chen-yun

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: It's difficult to form hydrodynamic lubrication because of the low-viscosity of water, but it is founded by experiment that there is low co-friction on water lubricated plastic alloy bearings working. The main factors that affect co-friction are revs, loaded and clearance. Significance and effect of every factor that affect co-friction is analyzed by variance analysis and orthogonal experiment. goaphs of every factor that affect co-friction are list. From the goaphs, it is founded that there is elastic hydrodynamic because of elastic deformation in the plastic alloy.

Key words: water lubricated; frictional performance; elastic hydrodynamic

(责任编辑 成孝义)